

← EP00000 / SP0

PN - JP9310379 A 19971202
 PD - 1997-12-02
 PR - JP19960149908 19960521
 OPD - 1996-05-21
 TI - VIBRATION DAMPER FOR HYDRAULIC CYLINDER IN WORKING MACHINE
 IN - KOIKE MUNEHIKO; KAWAGUCHI MASATAKA; KOBAYASHI NOBUYUKI
 PA - CATERPILLAR MITSUBISHI LTD
 IC - E02F9/20 ; F15B11/024 ; F15B11/028 ; F15B11/02 ; F15B13/043 ; F16F15/02 ; G05D19/02
 QWPI / DERWENT

TI - Oil hydraulic cylinder damping apparatus for industrial equipments e.g. hydraulic excavator, wheel loader - has controller to output control command to servo valve for controlling oil supplied by sub-hydraulic pump by reducing derived movement differential pressure

PR - JP19960149908 19960521

PN - JP3145032B2 B2 20010312 DW200116 E02F9/22 007pp
 - JP9310379 A 19971202 DW199807 E02F9/20 007pp

PA - (CATE) SHIN CATERPILLAR MITSUBISHI LTD

IC - E02F9/20 ; E02F9/22 ; F15B11/02 ; F15B11/024 ; F15B11/028 ; F15B13/043 ; F16F15/02 ; G05D19/02

AB - J09310379 The apparatus has a detector (21-25) to determine the pressure of an oil hydraulic cylinder (8). A sub-hydraulic pump (14) supplies oil to the cylinder through an alternate path corresponding to that of main hydraulic pump (12).
 - A controller (16) derives a movement differential pressure produced in the cylinder based on input signal from the detector. The controller outputs a control command to a servo valve (17) which controls the oil supplied from sub-hydraulic pump by reducing the derived movement differential pressure.
 - ADVANTAGE - Improves operativity. Controls oscillation of oil hydraulic cylinder.
 - (Dwg.2/4)

OPD - 1996-05-21

AN - 1998-072296 [07]

QWPAJ / JPC

PN - JP9310379 A 19971202
 PD - 1997-12-02
 AP - JP19960149908 19960521
 IN - KOBAYASHI NOBUYUKI; KOIKE MUNEHIKO; KAWAGUCHI MASATAKA
 PA - SHIN CATERPILLAR MITSUBISHI LTD
 TI - VIBRATION DAMPER FOR HYDRAULIC CYLINDER IN WORKING MACHINE
 AB - PROBLEM TO BE SOLVED: To improve workability by damping the vibrations of a hydraulic cylinder installed to a working machine.
 - SOLUTION: Cylinder pressure sensors 21, 22 sensing the pressure of a boom cylinder 8, a sub-hydraulic pump supplying a hydraulic cylinder with pressure oil in a separate path to a main hydraulic pump 12, a servo-valve 17 controlling the supply of pressure oil with the hydraulic cylinder from the sub-hydraulic pump, and a control section 16 outputting a control command to the servo-valve 17 are mounted. In the control section 16, dynamic differential pressure generated in the hydraulic cylinder is led out on the basis of input signals from the cylinder pressure sensors 21, 22, and the control command is output to the servo-valve 17 so as to conduct the control of pressure-oil supply for reducing dynamic differential pressure.

I - E02F9/20 ; F15B11/024 ; F15B11/028 ; F15B11/02 ; F15B13/043 ; F16F15/02 ; G05D19/02

THIS PAGE BLANK (USPTO)

4 EPDOC / EPD

PN - JP5098671 A 19930420
 PD - 1993-04-20
 PR - JP19920063040 19920319; JP19910057056 19910320
 OPD - 1991-03-20
 TI - VIBRATION SUPPRESSING CONTROL DEVICE FOR WORKING DEVICE OF HYDRAULIC
 WORKING MACHINE
 IN - YAMAGATA EIJI; OBARA KIYOTAKA; TANAKA YASUO; WATANABE HIROSHI
 PA - HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY
 IC - E02F9/22 ; F16F9/50 ; F16F15/02 ; G05D19/02
 4 PAJ / JPO

PN - JP5098671 A 19930420
 PD - 1993-04-20
 AP - JP19920063040 19920319
 IN - YAMAGATA EIJI; others: 03
 PA - HITACHI CONSTR MACH CO LTD
 TI - VIBRATION SUPPRESSING CONTROL DEVICE FOR WORKING DEVICE OF HYDRAULIC
 WORKING MACHINE
 AB - PURPOSE: To suppress vibration when a working device is stopped or started and provide large
 acceleration for the speed change when it is started in the vibration suppressing control device of
 the working device of a hydraulic working machine.
 - CONSTITUTION: A control unit 7 calculates the thrust F of a boom cylinder 2 based on the
 pressure signals outputted from pressure converters 8, 9 and calculates the velocity V of the
 boom cylinder 2 based on the displacement signal outputted from a displacement gauge 10
 respectively. They are fed to a high-pass filter cutting the vibration component below the preset
 frequency then are multiplied by the preset gains respectively to determine the flow command
 value DELTA_g and the control signal is outputted to the second flow control valve 11. The flow
 control valve 11 supportingly feeds or discharges the flow corresponding to the flow command
 value to an actuator, and a damper action is applied to the actuator to suppress vibration.
 I - E02F9/22 ; F16F9/50 ; F16F15/02 ; G05D19/02

THIS PAGE BLANK (USPTO)

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平9-310379

(43) 公開日 平成9年(1997)12月2日

(51) Int.Cl. ⁶	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
E 0 2 F 9/20			E 0 2 F 9/20	C
F 1 5 B 11/024			F 1 5 B 13/043	N
11/028		8312-3 J	F 1 6 F 15/02	
11/02			G 0 5 D 19/02	D
13/043			F 1 5 B 11/02	T
審査請求 未請求 請求項の数 5 F D (全 7 頁) 最終頁に続く				

(21) 出願番号 特願平8-149908

(22) 出願日 平成8年(1996)5月21日

(71) 出願人 000190297

新キャタピラー三菱株式会社

東京都世田谷区用賀四丁目10番1号

(72) 発明者 小林 伸行

東京都世田谷区用賀四丁目10番1号 新キ

ャタピラー三菱株式会社内

(72) 発明者 菰池 宗彦

東京都世田谷区用賀四丁目10番1号 新キ

ャタピラー三菱株式会社内

(72) 発明者 川口 正隆

東京都千代田区丸の内二丁目5番1号 三

菱重工業株式会社内

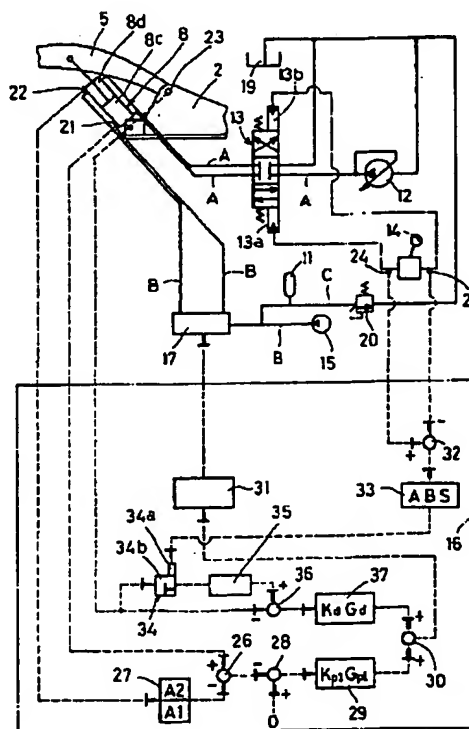
(74) 代理人 弁理士 廣瀬 哲夫

(54) 【発明の名称】 作業機械における油圧シリンダの制振装置

(57) 【要約】

【課題】 作業機械に設けられた油圧シリンダの振動を抑制して、作業性の向上を計る。

【解決手段】 ブームシリンダ8の圧力を検知するシリンダ圧力検知センサ21、22と、メイン油圧ポンプ12とは別経路で油圧シリンダに圧油を供給するサブ油圧ポンプと、該サブ油圧ポンプから油圧シリンダへの圧油供給制御を行うサーボ弁17と、該サーボ弁に制御指令を出力する制御部16とを設け、該制御部において、前記シリンダ圧力検知センサからの入力信号に基づいて油圧シリンダに生じる動差圧を導出し、該動差圧を低減するための圧油供給制御を行うようサーボ弁に対して制御指令を出力する構成とした。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 メイン油圧ポンプからの圧油供給に基づき伸縮作動する油圧シリンダを備えてなる作業機械において、該油圧シリンダの圧力を検知する圧力検知手段と、前記メイン油圧ポンプとは別経路で油圧シリンダに圧油を供給するサブ油圧ポンプと、該サブ油圧ポンプから油圧シリンダへの圧油供給制御を行うサーボ弁と、該サーボ弁に制御指令を出力する制御部とを設けると共に、該制御部に、圧力検知手段からの入力信号に基づいて油圧シリンダに生じる動差圧を導出し、該導出された動差圧を低減するための圧油供給制御を行うようサーボ弁に対して制御指令を出力する動差圧制御手段を設けて構成した作業機械における油圧シリンダの制振装置。

【請求項2】 請求項1において、さらに、油圧シリンダの変位量または油圧シリンダにより動作する動作体の変位量を検知する変位検知手段と、油圧シリンダの伸縮作動を行うべく操作される操作具の操作状態を検知する操作状態検知手段とを設けると共に、さらに前記制御部に、操作状態検知手段から油圧シリンダを停止させるべく操作されたことの検知信号が入力された場合、現在の油圧シリンダまたは動作体の変位量が、前記停止操作検知があった時点の変位検知手段の検知値となるよう前記サーボ弁に対して制御指令を出力する変位制御手段を設けて構成した作業機械における油圧シリンダの制振装置。

【請求項3】 請求項1または2において、圧力検知手段は、油圧シリンダの伸長側、縮小側の各油室の圧力を検知する圧力検知センサを用いて構成され、動差圧制御手段は、前記圧力検知センサからの検知値に基づいて両油室の差圧を演算する演算部と、該演算された差圧のうち振動性の動差圧成分を通過させるバンドパスフィルタとを用いて構成されている作業機械における油圧シリンダの制振装置。

【請求項4】 請求項2または3において、変位検知手段は、操作状態検知手段から停止操作検知があった時点の油圧シリンダまたは動作体の変位を記憶する記憶部と、該記憶された変位と現在の油圧シリンダまたは動作体の変位との変位差を演算する演算部と、該演算された変位差のうち静成分を通過させる位相遅れ補償フィルタとを用いて構成されている作業機械における油圧シリンダの制振装置。

【請求項5】 請求項1、2、3または4において、サブ油圧ポンプから油圧シリンダに至る油路には、該油路の圧力を保持するためのアキュムレータが設けられている作業機械における油圧シリンダの制振装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、各種建設作業や土木作業を行う油圧ショベル、ホイールローダー等の作業機械における油圧シリンダの技術分野に属するものであ

る。

【0002】

【従来の技術】一般に、この種作業機械に設けられる油圧シリンダの一つとして、例えば油圧ショベルのフロントアタッチメントを構成するブームを上下揺動させるためのブームシリンダがあるが、該ブームシリンダは、フロントアタッチメントの質量相当分の負荷を分担している。このため、ブームシリンダの伸縮作動を開始したり停止させたりしたとき、フロントアタッチメントの慣性モーメントと油圧シリンダ内の圧油の圧縮性に基づく油柱バネとによって固有の振動が励起され、これによってフロントアタッチメントのみならず機体全体が振動することになって、オペレータの乗心地を損なうばかりか、作業性も低下する。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】そこで、前記振動を抑制するため、油圧シリンダへの圧油供給切換えを行うコントロールバルブと油圧シリンダとのあいだの油路に、オリフィス等の制振機器を設けることが提唱される。しかるにこの様にすると、油圧シリンダへの潤滑な圧油供給が妨げられて油圧シリンダの動作速度の低下を招くことになって好ましくなく、ここに本発明が解決しようとする問題があった。

【0004】

【課題を解決するための手段】本発明は、上記の如き実情に鑑み、これらの課題を解決することを目的として創作されたものであって、メイン油圧ポンプからの圧油供給に基づき伸縮作動する油圧シリンダを備えてなる作業機械において、該油圧シリンダの圧力を検知する圧力検知手段と、前記メイン油圧ポンプとは別経路で油圧シリンダに圧油を供給するサブ油圧ポンプと、該サブ油圧ポンプから油圧シリンダへの圧油供給制御を行うサーボ弁と、該サーボ弁に制御指令を出力する制御部とを設けると共に、該制御部に、圧力検知手段からの入力信号に基づいて油圧シリンダに生じる動差圧を導出し、該導出された動差圧を低減するための圧油供給制御を行うようサーボ弁に対して制御指令を出力する動差圧制御手段を設けて構成したものである。そしてこの様にすることにより、油圧シリンダに動差圧が発生した場合、該動差圧を低減させるための圧油がサブ油圧ポンプからブームシリンダに供給されることになって、動差圧が急速に減衰し、油圧シリンダのみならず機械全体の振動が抑制されることになって、操作性、作業性の向上に貢献できる。さらに、このものにおいて、油圧シリンダの変位量または油圧シリンダにより動作する動作体の変位量を検知する変位検知手段と、油圧シリンダの伸縮作動を行うべく操作される操作具の操作状態を検知する操作状態検知手段とを設けると共に、さらに前記制御部に、操作状態検知手段から油圧シリンダを停止させるべく操作されたことの検知信号が入力された場合、現在の油圧シリンダま

たは動作体の変位量が、前記停止操作検知があった時点の変位検知手段の検知値となるよう前記サーボ弁に対して制御指令を出力する変位制御手段を設けて構成したものである。この様にすることにより、油圧シリンダが停止操作された場合、現在の油圧シリンダまたは動作体の変位量を前記停止操作した時点の変位量とするための圧油がサブ油圧ポンプから油圧シリンダに供給されることになって、停止操作されている状態で油圧シリンダがサーボ弁のリーク等により変位してしまうような不具合を回避できる。このものにおいて、前記圧力検知手段は、油圧シリンダの伸長側、縮小側の各油室の圧力を検知する圧力検知センサを用いて構成し、動差圧制御手段は、前記圧力検知センサからの検知値に基づいて両油室の差圧を演算する演算部と、該演算された差圧のうち振動性の動差圧成分を通過させるバンドパスフィルタとを用いて構成することができる。また、変位検知手段は、操作状態検知手段から停止操作検知があった時点の油圧シリンダまたは動作体の変位を記憶する記憶部と、該記憶された変位と現在の油圧シリンダまたは動作体の変位との変位差を演算する演算部と、該演算された変位差のうち静成分を通過させる位相遅れ補償フィルタとを用いて構成することができる。さらに、サブ油圧ポンプから油圧シリンダに至る油路に、該油路の圧力を保持するためのアキュムレータを設けることにより、油圧シリンダへの圧油供給時における前記油路の圧力低下を防ぐことができ、良好な制振性能を確保できる。

【0005】

【発明の実施の形態】次に、本発明の実施の形態を図面に基いて説明する。図面において、1は油圧ショベルであって、該油圧ショベル1は、クローラ式の下部走行体2、下部走行体2の上部に旋回自在に支持される上部旋回体3、上部旋回体3の前部に取り付けられるフロントアタッチメント4等の各部から構成されており、さらにフロントアタッチメント4は、基端部が上部旋回体3に上下揺動自在に支持されるブーム5、該ブーム5の先端部に前後揺動自在に支持されるアーム6、該アーム6の先端部に揺動自在に支持されるバケット7、およびこれらの揺動を行うべくそれぞれ伸縮作動するブームシリンダ8、アームシリンダ9、バケットシリンダ10等の各部材から構成されていること等は従来通りである。

【0006】前記ブームシリンダ8は、シリンダ筒8aの基端部が上部旋回体3に、またピントンロッド8bの先端部がブーム5にそれぞれ支持されており、そしてエンジン（図示せず）の動力で駆動するメイン油圧ポンプ12からの圧油が伸長側油室8cおよび縮小側油室8dに供給されることで伸縮する構成となっているが、該メイン油圧ポンプ12からブームシリンダ8に至るメイン油路A中には、ブームシリンダ8への圧油供給切換えを行うためのコントロールバルブ13が設けられている。

【0007】また、14はブームシリンダ8の伸縮作動

を行うための操作レバーであって、該操作レバー14を伸長側または縮小側に操作することに伴って、前記コントロールバルブ13に設けられる伸長側パイロットポート13aまたは縮小側パイロットポート13bにパイロット圧油が供給されるようになっている。

【0008】そして、前記コントロールバルブ13は、伸長側、縮小側パイロットポート13a、13bの何れにもパイロット圧油が供給されていない状態では、ブームシリンダ8に圧油を供給しない中立位置に位置しているが、伸長側パイロットポート13aまたは縮小側パイロットポート13bにパイロット圧油が供給されることに伴い、メイン油圧ポンプ12からの圧油をブームシリンダ8の伸長側油室8cまたは縮小側油室8dに供給する圧油供給位置に切換わるように設定されている。

【0009】一方、15はサブ油圧ポンプであって、該サブ油圧ポンプ15からの圧油は、前記メイン油路Aに対して並列状に設けられるサブ油路Bを経由してブームシリンダ8の各油室8c、8dに供給される構成となっているが、該サブ油路Bには後述する制御部16からの制御指令に基づいて開閉制御されるサーボ弁17が設けられている。

【0010】また、Cは前記サブ油圧ポンプ15からサーボ弁17に至るサブ油路Bから分岐して油タンク19に至るサブリリース油路であって、該サブリリース油路Cには、前記サブ油路Bの圧力が所定圧以上となったときに該サブ油路Bの圧油を油タンク19に逃がすリリース弁20が設けられているが、さらに該リリース弁20の上流側には、圧力を蓄積するアキュムレータ11が設けられている。そして、後述するように制御部16からの制御指令に基づき前記サーボ弁17が開いてサブ油路Bの圧油がブームシリンダ8に流れたとき、アキュムレータ11に蓄積された圧油が放出されることによりサブ油路Bの圧力低下を防ぐように構成されている。

【0011】さらに、21、22は前記ブームシリンダ8の各油室8c、8dの圧力をそれぞれ検知するシリンダ圧力検知センサ、23はブーム5の上部旋回体3に対する揺動角度を検知するブーム角度検知センサ、24、25は前記操作レバー14の操作に基づいてコントロールバルブ13のパイロットポート13a、13bに供給されるパイロット圧油の圧力を検知するパイロット圧力検知センサであって、これら各検知センサ21～25の検知信号は、前記制御部16に入力されるように構成されている。

【0012】前記制御部16は、マイクロコンピュータ等を用いて構成されるものであるが、このものは、前記各検知センサ21～25からの入力信号に基づいて、前記サーボ弁17に対して制御指令を出力する構成となっている。ここで、制御部16における制御手順について、図2に基づいて説明すると、26は差圧演算器であって、該差圧演算器26は、前記シリンダ圧力検知セン

サ21、22からの入力信号に基づいて、ブームシリンダ8の両油室8c、8d間の差圧PLを演算する。このとき、各油室8c、8dの受圧面積は一般に等しくないため、受圧面積補正器27により補正された値を用いて演算する。つまり、伸長側油室8cの圧力をP1、受圧面積をA1、また縮小側油室8dの圧力をP2、受圧面積をA2とすると、前記差圧PLは、式

$$PL = P1 - (A2/A1) \cdot P2$$

で表わされる。

【0013】次に、28は差圧偏差演算器であって、該差圧偏差演算器28は、前記差圧演算器26により演算された差圧PLの目標値（本実施の形態においては「0」）からの偏差を演算して第一フィルタ29に送る。

【0014】前記第一フィルタ29は、バンドパス形のフィルタであって、このものは、前記差圧偏差演算器28から送られてきた信号のうち、ブームシリンダ8の油柱による固有振動数近傍の周波数帯域（例えば、1～6Hz）のもの、つまり振動性の動差圧成分だけを通過させ、その他の静圧あるいはブームシリンダ8の伸縮作動に伴う圧力変動のような非常にゆっくりとした成分や高周波の雑音成分を除外する。そしてこの第一フィルタ29の伝達関数 $G_{p1}(s)$ は、式

$$G_{p1}(s) = T_{p1} s / (T_{p1} \cdot T_{p2} \cdot s^2 + T_{p2} s + 1)$$

で表される。ここで、 T_{p1} 、 T_{p2} は時定数であるが、1～6Hzを第一フィルタ29の通過帯域とするためには、

$$T_{p1} = 2.7 \times 10^{-2} (\text{sec}), T_{p2} = 1.6 \times 10^{-1} (\text{sec})$$

とする必要がある。この場合の第一フィルタ29の周波数特性を図3に示す。そして、この第一フィルタ29を通過するものをここでは動差圧と見做し、これに通常ゲイン K_{p1} を乗じたもの（ $K_{p1} \cdot G_{p1}$ ）を動差圧制御信号としてサーボ弁信号演算器30に出力する。

【0015】さらに、サーボ弁信号演算器30は、前記送られてきた動差圧制御信号をサーボ弁17の駆動信号に演算し、これをサーボアンプ31に出力する。そして、該サーボアンプ31によって増幅された駆動信号がサーボ弁17に出力され、これによりサーボ弁17は、前記動差圧を急速に低減させるための圧油をブームシリンダ8に供給するよう開度量制御されるようになっている。

【0016】一方、32、33はパイロット信号演算器、33は絶対値演算器であって、これら演算器32、33は、前記パイロット圧力検知センサ24、25の検知信号に基づいて動作指令値Xを演算し、該動作指令値Xを判定切替器34の判定部34aに出力する。判定部34aでは、送られてきた動作指令値Xが予め設定される判定値Yよりも大きいかなかの判定を行う。ここで、

動作指令値Xが判定値Yよりも大きい（ $X \geq Y$ ）と判定された場合、操作レバー14がブーム5の揺動を行うべく操作されているとして、切替部34bにONの指令を出力する。これに対し、動作指令値Xが判定値Yよりも小さい（ $X < Y$ ）と判定された場合、操作レバー14がブーム5を停止させるべく中立位置に操作されているとして、切替部34bにOFFの指令を出力する。

【0017】さらに、切替部34bには、前記ブーム角度検知センサ23からの検知信号が入力されるようになっており、そして切替部34bは、前述した判定部34aからの指令がONの場合には、ブーム角度検知センサ23の検知信号を記憶器35に出力し、判定部34aからの指令がOFFである場合には検知信号を出力しないように設定されている。これにより記憶器35には、操作レバー14がブーム5の揺動を行うべく操作されている場合には、現在のブーム揺動角度Rが入力されてこれが記憶データとなり、また操作レバー14がブーム5の停止を行うべく操作されている場合には、現在のブーム揺動角度Rは入力されないこととなって、停止操作される直前（これを近似的に停止操作したとき、とする。）のブーム揺動角度Rdが記憶データとなるが、この記憶器35に記憶されているブーム揺動角度RまたはRdのデータが目標値として設定される。

【0018】また、36は変位偏差演算器であって、このものは、ブーム角度検知センサ23から入力される検知信号と、前記記憶器35に記憶されている目標値RまたはRdとの偏差を演算して、第二フィルタ37に出力する。ここで、前述したように操作レバー14がブーム5の揺動を行うべく操作されている場合には、目標値は現在のブーム揺動角度Rであるため偏差は「0」になる。これに対し、ブーム5の停止を行うべく操作されている場合には、目標値は該停止操作されたときのブーム揺動角度Rdであるため、これと現在のブーム揺動角度Rとの偏差が演算される。

【0019】前記第二フィルタ37は、位相遅れ補償フィルタであって、このものは、前記変位偏差演算器36から送られてきた信号のうち、非常に周波数の低い成分のみを通過させ、前述した動差圧制御に影響を与えないように設定されている。この第二フィルタ37の伝達関数 $G_d(s)$ は、式

$$G_d(s) = (k_d \cdot T_d s + 1) / (T_d s + 1)$$

で表される。ここで、 k_d は定数、 T_d は時定数であるが、例えば、

$$k_d = 0.1, T_d = 10 (\text{sec})$$

のように設定した場合には、図3に示すように折点周波数 $1.59 \times 10^{-1} (\text{Hz})$ を越えた制振周波数域において約-20dBとなる良好なフィルタが得られる。この第二フィルタ37を通過するものは、ブーム揺動角度変位の静成分のみであり、これに通常ゲイン K_d を乗じ

たもの(Kd・Gd)を変位制御信号として前記サーボ弁信号演算器30に出力する。

【0020】さらに、サーボ弁信号演算器30は、前述した動差圧制御の場合と同様に、送られてきた変位制御信号をサーボ弁17の駆動信号に演算し、これをサーボアンプ31に出力する。そして、該サーボアンプ31によって増幅された駆動信号がサーボ弁17に出力され、これによりサーボ弁17は、現在のブーム揺動角度Rを目標値、つまり操作レバー14が停止操作されたときのブーム揺動角度Rdとするための圧油をブームシリンダ8に供給するよう開度制御されるようになっている。ここで、操作レバー14が停止操作されていない場合には、前述したように、現在のブーム揺動角度Rが目標値Rとなって偏差「0」と演算されるため、変位制御はなされない。

【0021】ところで、前記動差圧制御あるいは変位制御がなされると、サーボ弁17が開いてサブ油路Bの圧油がブームシリンダ8に流れるが、このとき、アキュムレータ11に蓄積された圧油が放出されることによりサブ油路Bの圧力低下を防ぐように構成されていることは既に述べたが、さらにこのアキュムレータ11の作用について、図4に示す例に基づいて具体的に説明する。

【0022】つまり、図4には、サブ油圧ポンプ15の吐出流量が一定の条件でブームシリンダ8を最大速度で伸縮させた場合のブームシリンダ8の変位、ブームシリンダ8への流入油量、ブームシリンダ8の伸縮側油室8c、8d間の差圧、サーボ弁17の供給圧力および機体加速度について、アキュムレータ11が設けられているもの(実線)と設けられていないもの(点線)とを示してあるが、これから、アキュムレータ11が設けられていないものは供給圧力の低下が大きく制振性能が落ちるが、アキュムレータ11が設けられているものは、圧力低下が抑えられて短時間(約1秒)で定格圧力(リリーフ弁20の設定圧力)に復帰し、良好な制振性能を有することが判明する。

【0023】叙述の如く構成されたものにおいて、本発明が実施されたブームシリンダ8は、メイン油圧ポンプ12からの圧油供給に基づいて伸縮作動を行うが、さらに、該伸縮作動時にブームシリンダ8が受けるフロントアタッチメント4の慣性モーメントおよびブームシリンダ8内の圧油の圧縮等により振動が発生した場合、制御部16は、ブームシリンダ8の伸長側、伸縮側の両油室8c、8d間に発生した動差圧を導出し、該動差圧を低減させるための圧油供給制御を行うようサーボ弁17に対して動差圧制御指令を出力することになる。この結果、ブームシリンダ8に振動が発生した場合、制御部16からの制御指令に基づいてサーボ弁17が開き、これによりサブ油圧ポンプ15からブームシリンダ8に動差圧低減用の圧油が供給されることになって、動差圧が急速に減衰し、フロントアタッチメント4のみならず機体

全体の振動が抑制されて、機体振動に伴うオペレータの疲労を軽減できると共に、操作性、作業性の向上に貢献できる。

【0024】さらに、このものにおいて、ブームシリンダ8の伸縮作動を停止させるべく操作した場合、制御部16は、該停止操作がなされた時点のブーム揺動角度Rdを目標値として記憶し、そして現在のブーム揺動角度Rを上記目標値Rdとするための圧油供給制御を行うようサーボ弁17に対して変位制御指令を出力することになる。この結果、ブームシリンダ8には、現在のブーム揺動角度Rを停止操作した時点の揺動角度Rdにするための圧油供給がサブ油圧ポンプ15からなされることになって、操作レバー14が停止操作されている状態において、前記サーボ弁17がフロントアタッチメント4の重力を受けてリークしてブーム5が自然降下してしまうような不具合を回避することができる。しかもこの場合、ブームシリンダ8が伸縮作動中であるか否かをパイロット圧力検知センサ24、25により検知し、そして伸縮作動中である場合には前記変位制御は行われ設定になっているから、ブームシリンダ8の伸縮作動中に変位制御用の圧油がブームシリンダ8に供給されてしまうような不具合が発生する惧れはない。

【0025】さらに、前述の動差圧制御においては、動差圧成分だけを通過させる第一フィルタ(バンドパスフィルタ)29を用い、また変位制御においては、静成分だけを通過させる第二フィルタ(位相遅れ補償フィルタ)10を用いているため、両制御は互いに干渉することなく行うことができる。

【0026】また、前記動差圧制御および変位制御用の圧油は、ブームシリンダ8の伸縮作動を行うメイン油路Aに対して並列状に設けられたサブ油路Bから供給される構成となっているため、従来の油圧回路を大幅に変更することなく本発明を実施できるという利点がある。さらに、前記サブ油路Bにはアキュムレータ11が設けられていて、ブームシリンダ8への圧油供給時には該アキュムレータ11から圧油が放出されることでサブ油路Bの圧力低下を防ぐことができ、良好な制振性能を確保できる。しかも、全作業時間に対して制振用の圧油供給がなされる時間は短く、そして不必要時にアキュムレータ11に蓄えておいた圧油を制振制御時に利用するものであるから、サブ油圧ポンプ15はメイン油圧ポンプ12に比して小型、低馬力のもので良く、省エネルギーの観点からも好ましい。

【図面の簡単な説明】

【図1】油圧ショベルの概略側面図である。

【図2】ブームシリンダの圧油供給回路および制御部の構成を示す図である。

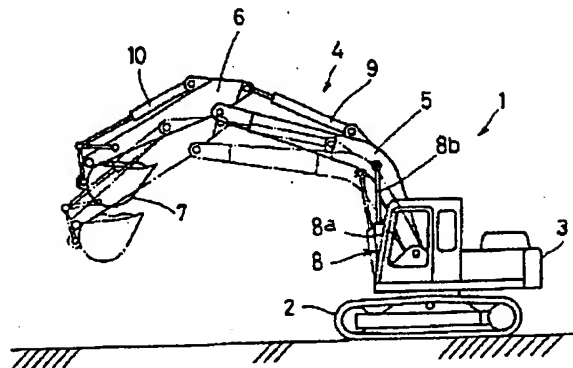
【図3】第一、第二フィルタの周波数特性を示す図である。

【図4】アキュムレータの作用説明図である。

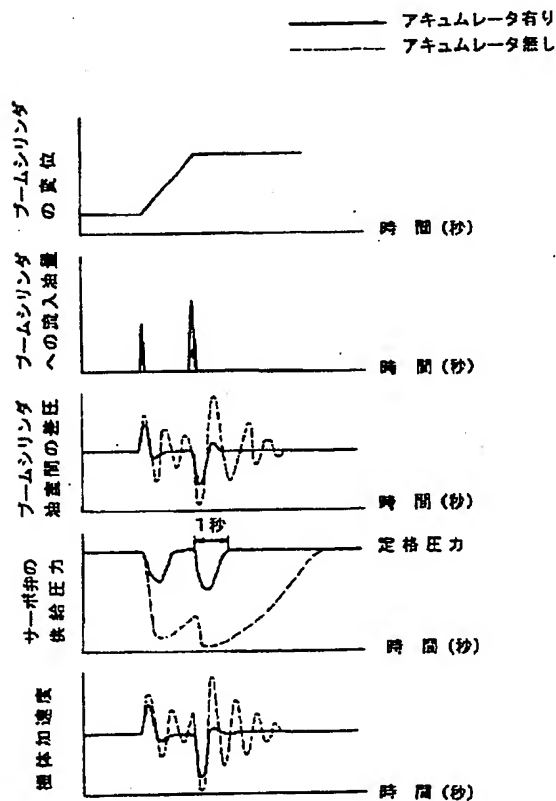
【符号の説明】

- 5 ブーム
8 ブームシリンダ
11 アキュムレータ
12 メイン油圧ポンプ
14 操作レバー
15 サブ油圧ポンプ
16 制御部
17 サーボ弁
21 伸長側シリンダ圧力検知センサ

【図1】

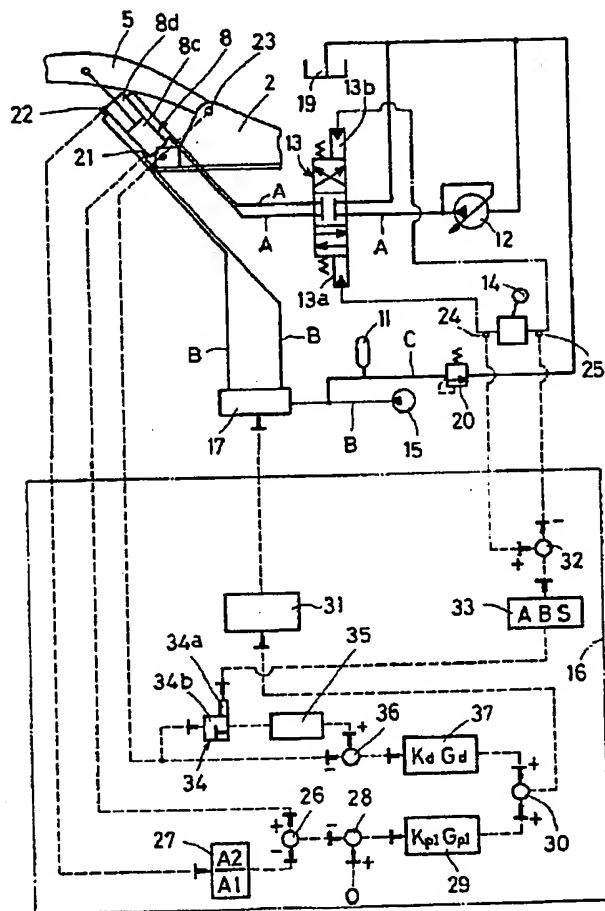


【図4】

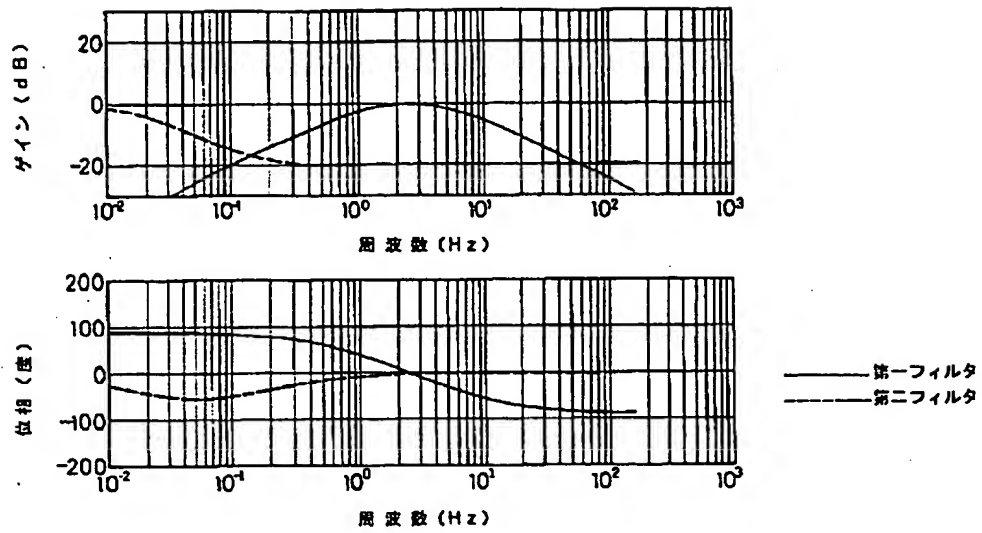


- * 22 縮小側シリンダ圧力検知センサ
23 ブーム角度検知センサ
24 伸長側パイロット圧力検知センサ
25 縮小側パイロット圧力検知センサ
26 差圧演算器
27 差圧偏差演算器
29 第一フィルタ
35 記憶器
36 変位偏差演算器
*10 37 第二フィルタ

【図2】



【図3】



ジの続き

	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
15/02			F 1 5 B 11/02	X
19/02				B

02-283

THIS PAGE BLANK (USPTO)

07.702